

[Previous Doc](#)[Next Doc](#)[Go to Doc#](#)[First Hit](#)Generate Collection

L34: Entry 47 of 63

File: JPAB

Dec 8, 1995

PUB-NO: JP407317853A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 07317853 A

TITLE: GEAR TRAIN FOR AUTOMATIC TRANSMISSION

PUBN-DATE: December 8, 1995

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

SAKAMOTO, KENICHI

YOSHIDA, TAKEO

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

JATCO CORP

APPL-NO: JP06133754

APPL-DATE: May 24, 1994

INT-CL (IPC): F16 H 3/66

ABSTRACT:

PURPOSE: To realize compact constitution by a method wherein a first planetary gear device forms a double pinion type planetary gear device, a sun gear is divided by a second planetary gear device, and a pinion engaged with the sun gear forms a long pinion.

CONSTITUTION: A first planetary gear device 4 forms a double pinion type and a second sun gear 5s is divided and an output from a second carrier 5c through an intermediate therebetween to the inner diameter side is practicable. A second pinion 5p engaged with the second sun gear 5s forms a long pinion. Further, a first ring gear 4r and a third ring gear 6r are intercoupled, a first carrier 4c is coupled to a second ring gear 5r, and first, second, and third sun gears 4s, 5s, and 6s are intercoupled. Further, the second carrier 5c is coupled to an output shaft 3. This constitution provides at least a five forward gear speed through selection operation of one of fastening elements. Since only one output shaft 3 passes through the sun gears 4s, 5s, and 6s, constitution is formed in a compact manner.

COPYRIGHT: (C) 1995, JPO

[Previous Doc](#)[Next Doc](#)[Go to Doc#](#)

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平7-317853

(43)公開日 平成7年(1995)12月8日

(51)Int.Cl.⁶

F 1 6 H 3/66

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

B 8609-3J

審査請求 未請求 請求項の数3 F D (全 8 頁)

(21)出願番号 特願平6-133754

(22)出願日 平成6年(1994)5月24日

(71)出願人 000231350

ジャトコ株式会社

静岡県富士市今泉字鴨田700番地の1

(72)発明者 坂本 研一

静岡県富士市今泉字鴨田700番地の1

ジャトコ株式会社内

(72)発明者 吉田 武雄

静岡県富士市今泉字鴨田700番地の1

ジャトコ株式会社内

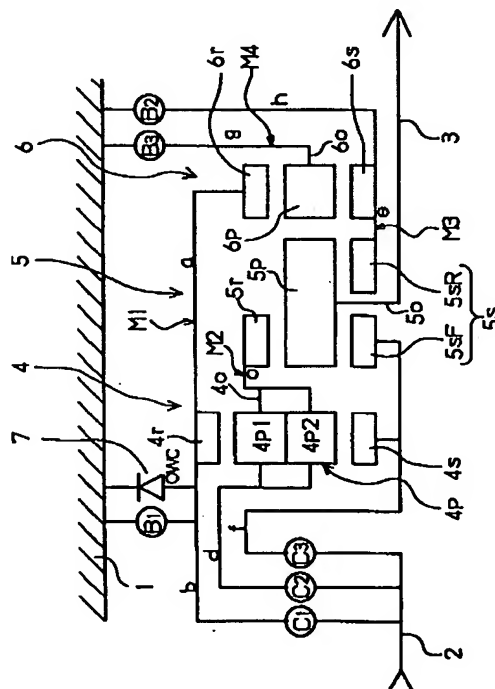
(74)代理人 弁理士 菊谷 公男 (外3名)

(54)【発明の名称】 自動変速機用歯車列

(57)【要約】

【目的】 全体としてコンパクトな自動変速機用歯車列とする。

【構成】 入力軸2から出力軸3の間に順に、ダブルピニオン型の第1遊星歯車装置4、ロングピニオンの第2ピニオン5pと噛合う第2サンギヤ5sを分割し内径側へ第2キャリヤ5cの出力を可能とした第2遊星歯車装置5、単純シングルピニオン型の第3遊星歯車装置6が設けられ、第1～第3クラッチC1～C3、第1～第3ブレーキB1～B3およびワンウェイクラッチ7のうち2個の締結により前進5速後進1段の変速段が得られる。第2遊星歯車装置の第2キャリヤ5cの出力が上記分割された第2サンギヤの中間からサンギヤ内径側に配された出力軸へ伝達される。サンギヤの内側に出力軸が1本入るだけなので、全体の径を小さくできる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 トランスミッションケース内に、入力軸から出力軸の間に順次第1、第2、第3の遊星歯車装置を備え、複数の締結要素の選択作動により少なくとも前進5速の変速段を得る自動変速機用歯車列において、前記第1遊星歯車装置を、ダブルピニオン型遊星歯車装置とし、前記第2遊星歯車装置はサンギヤを分割し、その中間より内径側へキヤリアの出力を可能にするとともに、そのサンギヤと噛合うピニオンをロングピニオンとしたシングルピニオン型遊星歯車装置とし、前記第3遊星歯車装置を、シングルピニオン型遊星歯車装置とし、前記第1遊星歯車装置のリングギヤと第3遊星歯車装置のリングギヤを連結して第1回転メンバとし、前記第1遊星歯車装置のキヤリアと第2遊星歯車装置のリングギヤを連結して第2回転メンバとし、前記第1遊星歯車装置のサンギヤと第2遊星歯車装置のサンギヤと第3遊星歯車装置のサンギヤとを連結して第3回転メンバとし、前記第3遊星歯車装置のキヤリアを第4回転メンバとし、前記第1回転メンバを第1締結要素で入力軸に結合可能とするとともに、第4締結要素で固定可能とし、前記第2回転メンバを第2締結要素で入力軸に結合可能とし、前記第3回転メンバを第3締結要素で入力軸に結合可能とするとともに、第5締結要素で固定可能とし、前記第4回転メンバを第6締結要素で固定可能とし、前記第2遊星歯車装置のキヤリアを出力軸に連結したことを特徴とする自動変速機用歯車列。

【請求項2】 トランスミッションケース内に、入力軸から出力軸の間に順次第1、第2、第3の遊星歯車装置を備え、複数の締結要素の選択作動により少なくとも前進5速の変速段を得る自動変速機用歯車列において、前記第1遊星歯車装置を、ダブルピニオン型遊星歯車装置とし、前記第2遊星歯車装置はサンギヤを分割し、その中間より内径側へキヤリアの出力を可能にするとともに、そのサンギヤと噛合うピニオンをロングピニオンとしたシングルピニオン型遊星歯車装置とし、前記第3遊星歯車装置を、シングルピニオン型遊星歯車装置とし、前記第1遊星歯車装置のリングギヤと第3遊星歯車装置のリングギヤを連結して第1回転メンバとし、前記第1遊星歯車装置のキヤリアと第2遊星歯車装置のリングギヤを連結して第2回転メンバとし、前記第1遊星歯車装置のサンギヤと第2遊星歯車装置のサンギヤと第3遊星歯車装置のサンギヤとを連結して第3回転メンバとし、前記第3遊星歯車装置のキヤリアを第4回転メンバとし、前記第1回転メンバを第1締結要素で入力軸に結合可能とするとともに、第4締結要素で固定可能とし、前記第2回転メンバを第2締結要素で入力軸に結合可能とし、前記第3回転メンバを第3締結要素で入力軸に結合可能とするとともに、第5締結要素で固定可能とし、前記第4回転メンバを第6締結要素で固定可能とし、前記第2遊星歯車装置のキヤリアを出力軸に連結し、前記第

1、第2および第3締結要素と入力軸との間に動力取出し用のギヤを設けたことを特徴とする自動変速機用歯車列。

【請求項3】 前記第1、第2および第3の締結要素はクラッチで構成され、第4締結要素が互いに並列に設けられたワンウェイクラッチとブレーキとで構成され、第5および第6の締結要素はブレーキで構成されていることを特徴とする請求項1または2記載の自動変速機用歯車列。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、自動車や鉄道車両等の多段自動変速機に用いられる遊星歯車式の自動変速機用歯車列に関する。

【0002】

【従来の技術】従来の多段自動変速機として、例えば乗用車に前進4速の自動変速機が多く搭載されてきている。そして、近年はとくに燃料消費の性能向上を目的として、車種によってさらに変速段数を増やすため、前進5速の自動変速機が種々提案されている。例えば、特開昭47-19268号公報や、特開昭50-64660号公報には、3組の遊星歯車を用いたインテグラル式の前進5速用の自動変速機用歯車列が開示されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、このような従来の自動変速機用歯車列は、サンギヤの内径側に2本以上の軸または中空軸が配設されているため、全長の割に径が大きく、全体として大型化されてしまい、車両等への搭載時に周囲のユニットや車体等に干渉するという問題があった。本発明は、このような従来の問題点に着目してなされたものであり、全体としてコンパクトな構成にできる自動変速機用歯車列を提供することを目的としている。

【0004】

【課題を解決するための手段】このため請求項1に記載の本発明は、トランスミッションケース内に、入力軸から出力軸の間に順次第1、第2、第3の遊星歯車装置を備え、複数の締結要素の選択作動により少なくとも前進5速の変速段を得る自動変速機用歯車列において、第1遊星歯車装置を、ダブルピニオン型遊星歯車装置とし、第2遊星歯車装置はサンギヤを分割し、その中間より内径側へキヤリアの出力を可能にするとともに、そのサンギヤと噛合うピニオンをロングピニオンとしたシングルピニオン型遊星歯車装置とし、第3遊星歯車装置を、シングルピニオン型遊星歯車装置とし、第1遊星歯車装置のリングギヤと第3遊星歯車装置のリングギヤを連結して第1回転メンバとし、第1遊星歯車装置のキヤリアと第2遊星歯車装置のリングギヤを連結して第2回転メンバとし、第1遊星歯車装置のサンギヤと第2遊星歯車装置のサンギヤとを連結し

て第3回転メンバとし、第3遊星歯車装置のキャリアを第4回転メンバとし、第1回転メンバを第1締結要素で入力軸に結合可能とするとともに、第4締結要素で固定可能とし、第2回転メンバを第2締結要素で入力軸に結合可能とし、第3回転メンバを第3締結要素で入力軸に結合可能とするとともに、第5締結要素で固定可能とし、第4回転メンバを第6締結要素で固定可能とし、第2遊星歯車装置のキャリアを出力軸に連結したものとした。

【0005】また、請求項2に記載の発明は、上記構成に、さらに第1、第2および第3の締結要素と入力軸との間に動力取出し用のギヤを設けたものとした。なお、第1、第2および第3の締結要素はクラッチで構成し、第4の締結要素は互いに並列に設けられたワンウェイクラッチとブレーキとで構成し、第5および第6の締結要素はブレーキで構成することができる。

【0006】

【作用】まず、第2締結要素および第4締結要素を締結すると、入力軸の回転がそのまま第2回転メンバに伝達されるとともに、第1回転メンバが固定される。これにより、第1遊星歯車装置のサンギヤが逆転するので、第2遊星歯車装置において入力軸の回転が入力されるリングギヤとそのサンギヤとが逆転し、第2遊星歯車装置のキャリアから減速された回転が出力されて、前進第1速の変速段が得られる。

【0007】つぎに、第4締結要素を開放して、第6締結要素を締結すると、入力軸の回転が第2回転メンバに伝達されるとともに、第4回転メンバが固定される。これにより、第3遊星歯車装置のサンギヤとリングギヤとは逆転関係となるが、第2遊星歯車装置におけるサンギヤの逆転度合は第1速時より少なく、そのキャリアからは前進第2速の変速段が得られる。

【0008】さらに第6締結要素を開放して、第5締結要素を締結すると、入力軸の回転は第2回転メンバに伝達され、第3回転メンバは固定される。これにより、第2遊星歯車装置が作動して、減速された回転が出力され、前進第3速の変速段が得られる。次に、第5締結要素を開放して、第1締結要素を締結すると、第1遊星歯車装置のリングギヤとキャリアとの入力軸の回転が伝達される。この結果、第1回転メンバ、第2回転メンバおよび第3回転メンバが入力軸と同一回転となり、第1遊星歯車装置のキャリアも一体に回転することとなり、出力軸に減速比1の前進第4速が得られる。

【0009】上記状態から、第2締結要素を開放して、第5締結要素を締結すると、入力軸の回転は第1回転メンバに伝達され、第3回転メンバが固定される。これにより、ダブルピニオン型の第1遊星歯車装置においてそのキャリアはそのリングギヤ（第1回転メンバ）より増速され、第2回転メンバが増速される。そして、サンギヤが固定されリングギヤが増速された第2遊星歯車装置

のキャリアから、出力軸に入力軸回転より増速された前進第5速が得られる。

【0010】第3締結要素と第4締結要素が締結された状態とすると、入力軸の回転は第3回転メンバに伝達され、第1回転メンバが固定される。これにより、ダブルピニオン型の第1遊星歯車装置においてそのキャリア（第2回転メンバ）は入力軸の回転より増速された逆回転となる。その結果、第2遊星歯車装置のキャリアから減速された逆回転が出力され、出力軸に後進の変速段が得られる。

【0011】

【実施例】図1は、本発明の第1の実施例を示すスケルトン図である。トランスミッションケース1にそれぞれ支持された入力軸2と出力軸3を結ぶ軸線にそって、入力軸2側から順に第1遊星歯車装置4、第2遊星歯車装置5および第3遊星歯車装置6が設けられている。なお、図では各部材が軸線に関して対称に構成されているので、軸線より下半分は図示省略してある。第1遊星歯車装置4はダブルピニオン型遊星歯車装置であり、第1サンギヤ4s、第1キャリア4c、第1リングギヤ4r、および第1キャリア4cにより回転可能に支持された第1ピニオン4pからなる。第1ピニオン4pは歯車4p1と歯車4p2を有し、歯車4p1が第1リングギヤ4rと、歯車4p2が第1サンギヤ4sとそれぞれ噛合している。

【0012】第2遊星歯車装置5は、第2サンギヤ5s、第2キャリア5c、第2リングギヤ5r、および第2キャリア5cに回転可能に支持された第2ピニオン5pからなる。第2サンギヤ5sはフロントサンギヤ5sFおよびリヤサンギヤ5sRに分割され、その中間より内径側へ、第2キャリア5cの出力を可能としている。第2ピニオン5pは、長いロングピニオンに形成され、一方で第2リングギヤ5rと噛み合い、他方で第2サンギヤ5sの分割されたフロントサンギヤ5sFおよびリヤサンギヤ5sRとに噛み合っている。フロントサンギヤ5sFとリヤサンギヤ5sRは、第2ピニオン5pを介して同一回転をする。

【0013】第3遊星歯車装置6は、公知のシングルピニオン型であり、第3サンギヤ6s、第3ピニオン6p、第3キャリア6cおよび第3リングギヤ6rからなり、第3ピニオン6pは第3キャリア6cにより回転可能に支持され、第3サンギヤ6sと第3リングギヤ6rの間に位置してそれぞれと噛合している。

【0014】第1遊星歯車装置4の入力軸2側には、第1～第3クラッチC1～C3が配設され、第1クラッチC1と第1遊星歯車装置4との間には、第1ブレーキB1およびワンウェイクラッチ7が配設されている。また、第3遊星歯車装置6の出力軸取り出し側には、第2、第3ブレーキB2、B3が配設されている。

【0015】第1遊星歯車装置4の第1リングギヤ4r

5

と、第3遊星歯車装置6の第3リングギヤ6rは、連結部材aで一体的に連結されて第1回転メンバM1を構成し、連結部材aから延びる連結部材bを介して、第1クラッチC1により入力軸2に結合可能とされている。また、この第1回転メンバM1は、第1ブレーキB1およびワンウェイクラッチ7でトランスミッションケース1に固定可能とされている。また、第1遊星歯車装置4の第1キャリア4cと、第2遊星歯車装置5のリングギヤ5rは、連結部材cで一体的に連結されて第2回転メンバM2を構成し、連結部材dを介して第2クラッチC2により入力軸2に結合可能とされている。

【0016】第1遊星歯車装置の第1サンギヤ4s、第2遊星歯車装置5の第2サンギヤ5sおよび第3遊星歯車装置6の第3サンギヤ6sは連結部材e、e'で一体的に連結されて第3回転メンバM3を構成し、連結部材fを介して第3クラッチC3により入力軸2に結合可能とされている。またこの第3回転メンバM3は、連結部*

6

*材hを介して第2ブレーキB2によりトランスミッションケース1に固定可能とされている。第3遊星歯車装置6の第3キャリア6cは、第4回転メンバM4を構成し、連結部材gを介して、第3ブレーキB3によりトランスミッションケース1に固定可能とされている。そして、第2遊星歯車装置5の第2キャリア5pが出力軸3に連結されている。

【0017】上記構成において、締結要素としての第1～第3クラッチC1～C3、ワンウェイクラッチ7および第1～第3ブレーキB1～B3のうち、通常2個の締結により、表1のように前進5速、後進1段の変速段が得られる。表中、○が締結される締結要素を示す。なお、表中、DはDレンジ、3、2、1はそれぞれ3、2、1レンジにおける各変速段を示し、破線で示した第1ブレーキB1は、エンジンブレーキが要求されるときワンウェイクラッチ7に重ねて作動される。

【表1】

		クラッチ			ブレーキ			ギア比
		C1	C2	C3	OWC	B1	B2	
後進段		×	×	○	—	○	×	$\frac{1-(\alpha_1+\alpha_1\alpha_2-\alpha_2)}{\alpha_1+\alpha_1\alpha_2-\alpha_2}$
Nレンジ		×	×	×	—	×	×	—
Dレンジ	第1速	×	○	×	○	○	×	$\frac{\alpha_1(\alpha_2+1)}{\alpha_1(\alpha_2+1)-\alpha_2}$
	第2速	×	○	×	—	×	×	$\frac{(\alpha_2+1)(\alpha_1+\alpha_3)}{(\alpha_2+1)\alpha_1-\alpha_2+\alpha_3}$
	第3速	×	○	×	—	×	○	$\alpha_1(\alpha_2+1)$
	第4速	○	○	×	—	×	×	1.000
	第5速	○	×	×	—	×	○	$(1-\alpha_1)(1+\alpha_2)$
3レンジ	第1速	×	○	×	○	○	×	
	第2速	×	○	×	—	×	×	
	第3速	×	○	×	—	×	○	
2レンジ	第1速	×	○	×	○	○	×	
	第2速	×	○	×	—	×	×	
1レンジ		×	○	×	○	○	×	

【0018】次に上記構成における変速作用の概略を説明する。まず、前進第1速の選択にあたっては、図2に示すように第2クラッチC2を締結する。なお、図中作動している遊星歯車装置、締結要素であるクラッチ、ブレーキ、ならびに回転メンバは太い実線で示してある。以降の図においても同様である。これにより、入力軸2の回転はそのまま第2回転メンバM2に伝達される。すなわち入力軸2の回転はそのまま第1遊星歯車装置4の第1キャリア4cから第2遊星歯車5の第2リングギヤ5rへと伝達される。ここで、ワンウェイクラッチ7により第1回転メンバM1の逆方向の回転が阻止されることにより、第3回転メンバM3が入力軸2と逆方向に回

※転する。したがって、第2遊星歯車装置2の第2キャリア5cに連結された出力軸3に、第2リングギヤ5rの回転に対して減速された第1速が得られる。

【0019】つぎに、前進第2速の選択にあたっては、第1速の状態から、図3に示すように、さらに第3ブレーキB3を締結する。これにより、入力軸2の回転はそのまま第2回転メンバM2に伝達されるとともに、第3遊星歯車装置6の第3キャリア6c（すなわち第4回転メンバM4）が固定される。そのため、第3遊星歯車装置6の第3サンギヤ6sすなわち、第3回転メンバM3と第3リングギヤ6rとは逆転関係となり、ワンウェイクラッチ7は作動せず、第1遊星歯車装置のリングギヤ

4r(第1回転メンバM1)は入力軸と同方向に回転する。したがって、第1サンギヤ4sの逆転度合は弱められ、出力軸3に連結された第2遊星歯車装置5の第2キャリア5cが第1速時よりは小さい減速比で回転して、第2速が得られる。

【0020】前進第3速の選択にあたっては、第2速の状態から、第3ブレーキB3を開放し、第2ブレーキB2を締結する。これにより、図4に示すように、第2回転メンバM2は入力軸2と同一回転となる一方、第3回転メンバM3は固定されるので、第2遊星歯車装置2において、第2キャリア5cには第2リングギヤ5rの回転に対して減速された第3速が得られる。

【0021】前進第4速のためには、第3速の状態から第2ブレーキB2を開放し、第1クラッチC1を締結する。これにより、図5に示すように、第1回転メンバM1と第2回転メンバM2、すなわち第1遊星歯車装置の第1リングギヤ4rと第1キャリア4cが入力軸2と一体回転となり、第3回転メンバM3も同一回転となる。そのため、第2遊星歯車装置5の第2キャリア5cも入力軸2と同一回転となって、出力軸に減速比1の第4速が得られる。

【0022】前進第5速の選択にあたっては、第4の状態から第2クラッチC2を開放し、図6に示すように、第2ブレーキB2を締結する。これにより、入力軸2の回転はそのまま第1リングギヤ4r(第1回転メンバM1)に伝達され、第3回転メンバM3はトランスミッションケース1に固定される。そのため、ダブルピニオン型の第1遊星歯車装置においてその第1キャリア4cは第1回転メンバM1より増速され、したがって第2回転メンバM2が増速される。そして、第2遊星歯車装置5を経て、出力軸3に入力軸回転より増速された第5速が得られる。

【0023】後進の選択にあたっては、図7に示すように第3クラッチC3と第1ブレーキB1を締結する。これにより、入力軸2の回転がそのまま第3回転メンバM3に伝達され、第1回転メンバM1はトランスミッションケース1に固定されるので、ダブルピニオン型の第1遊星歯車装置4の作動により、第2回転メンバM2は入力軸とは逆方向に増速回転し、第2遊星歯車装置の第2キャリア5cに連結された出力軸3に後進の変速段が得られる。

【0024】図8は、上記の歯車列における共線図を示す。ここで、 $\alpha 1$ 、 $\alpha 2$ 、 $\alpha 3$ はそれぞれ第1、第2、第3遊星歯車装置4、5、6それぞれのサンギヤ4s、5s、6sとリングギヤ4r、5r、6rの歯数比であり、S、R、Cはサンギヤ、リングギヤ、キャリアで、添え字の1、2、3はそれぞれ第1、第2、第3遊星歯車装置に対応する。これをもとに各変速段のギヤ比が先の表1に示される。本実施例は以上のように構成され、遊星歯車装置の利用により全長が短くなるとともに、サ

ンギヤの内径側には出力軸3が1本入るだけなので、全体の径も小さくなり、小型に形成されて車両等への搭載レイアウトが容易になるという効果を有する。

【0025】図9は、本発明の第2の実施例を示すスケルトン図である。本実施例は、前記第1の実施例に対して、第1クラッチC11、第2クラッチC12、第3クラッチC13の設置位置を変えて、軸方向同一位置で径方向に重ねて配置し、これら第1～第3クラッチC11～C13と入力軸2との間に動力取出し用のギヤ8を配置したものである。本実施例によれば、前記第1の実施例と同じ効果が得られ、しかも入力軸2よりの動力を取り出し利用することができる。

【0026】なお、各実施例では締結要素をクラッチC1～C3あるいはC11～C13とブレーキB1～B3を用いたが、図示のものに限定されず、多板クラッチ、バンドブレーキあるいはワンウェイクラッチなど適宜に組み合わせて使用することができる。そしてそれらの配設位置も必要に応じて変更することができ、車両等への搭載スペースなど環境条件に応じて、任意に選択することができる。

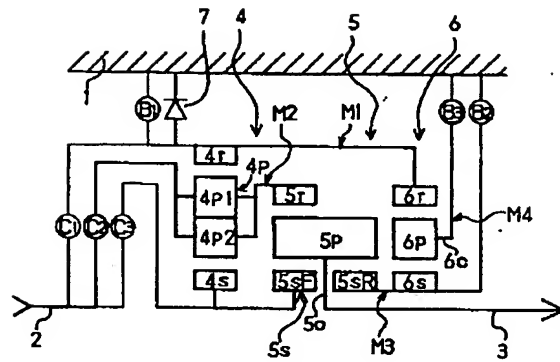
【0027】

【発明の効果】以上のとおり、本発明は、入力軸から出力軸の間に、ダブルピニオン型の第1遊星歯車装置と、サンギヤを分割しその中間より内径側へキャリアの出力を可能にするとともにサンギヤと噛合うピニオンをロングピニオンとしたシングルピニオン型の第2遊星歯車装置と、単純シングル型の第3遊星歯車装置とを設け、第1遊星歯車装置のリングギヤと第3遊星歯車装置のリングギヤを連結して第1回転メンバとし、これを第1締結要素で入力軸に結合可能とするとともに、第4締結要素で固定可能とし、第1遊星歯車装置のキャリアと第2遊星歯車装置のリングギヤを連結して第2回転メンバとし、これを第2締結要素で入力軸に結合可能とし、第1遊星歯車装置のサンギヤと第2遊星歯車装置のサンギヤと第3遊星歯車装置のサンギヤとを連結して第3回転メンバとし、これを第3締結要素で入力軸に結合可能とするとともに、第5締結要素で固定可能とし、第3遊星歯車装置のキャリアを第4回転メンバとし、これを第6締結要素で固定可能とし、第2遊星歯車装置のキャリアを出力軸に連結してあるので、いずれか2つの締結要素の選択作動により、少なくとも前進5速の変速段が得られる。

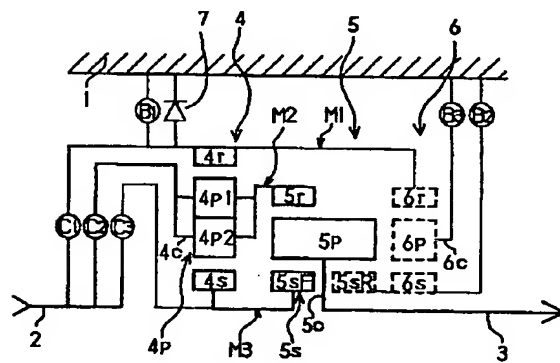
【0028】そして、サンギヤの内側には第2遊星歯車装置のキャリアと連結された出力軸が1本通るだけであるから、サンギヤの径を小さくすることができ、構成を全体としてコンパクトにすることができるという効果を有する。さらに、第1、第2および第3の締結要素と入力軸との間に動力取出し用のギヤを設けることにより、簡単に外部への動力取出しが可能となる。

【図面の簡単な説明】

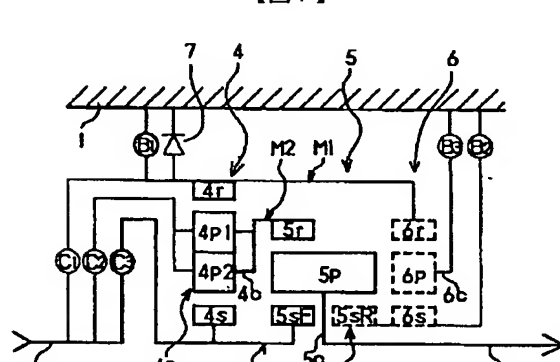
【图3】



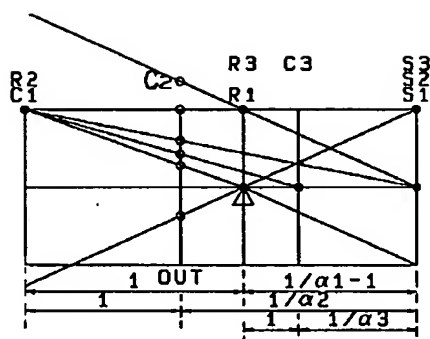
【図5】



【图7】



【図8】



【図9】

